



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŘETĚZOVÝ POSUNOVAČ

CREEPER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR
VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DÁVID SURAN
doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Dávid Suran

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Řetězový posunovač

v anglickém jazyce:

Creeper

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte výpočet a konstrukční řešení řetězového posunovače pro technologickou výrobní linku dle zadaných parametrů:

Tažná síla 10000N

Rychlosti pojezdu 0,08/0,16m.s-1

Délka pojezdu 30m

Cíle bakalářské práce:

Vypracujte technickou zprávu s rozбором a s výpočtem navrhovaného řešení, s popisem mezních možností řetězových převodů a různých typů řetězů.

Nakreslete sestavný výkres zařízení, podstavu vratné stanice s napínáním řetězu a důležité detailní výkresy.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
3. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
4. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
5. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skript VUT Brno 1988.
6. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
7. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 20.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Táto bakalárska práca sa zoberá výpočtom a konštrukčným riešením reťazového posunovača pre technologickú výrobnú linku. Zahrňuje popis rôznych typov reťazí používaných v bežnom priemysle a výpočet navrhnutého reťazového prevodu. Súčasťou práce je výkresová dokumentácia, ktorá sa skladá zo zostavového výkresu zariadenia, podzostavy pohonu a výrobného výkresu hnacieho kolesa.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

reťazový posunovač, reťazový prevod, reťaz, reťazové koleso, pohon

ABSTRACT

This bachelor thesis deals the calculation and the construction of the creeper for technological production line. It includes description of different types of chains used in the industry and calculation of proposed chain drive. This thesis include a drawing documentation which is composed of assembly, sub-assembly drawing of the creeper and manufacturing drawing of drive wheel.

KEYWORDS

creeper, chain drive, chain, chain wheel, engine



BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

SURAN, D. *Řetězový posunovač*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 46 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brně dňa 21. mája 2013

.....

Dávid Suran



POĎAKOVANIE

Týmto sa chcem poďakovať môjmu vedúcemu bakalárskej práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D za jeho odborné rady pri navrhovaní konštrukčného riešenia reťazového posunovača. Taktiež chcem poďakovať svojej rodine a blízkym, ktorý pri mne stáli a podporovali ma.



OBSAH

Úvod	10
1 Medzné možnosti reťazových prevodov	11
1.1 Druhy reťazí	11
1.1.1 Valčekové reťaze	11
1.1.2 Puzdrové reťaze	12
1.1.3 Čapové reťaze	12
1.1.4 Ewartové reťaze	13
1.1.5 Zubové reťaze	13
1.1.6 Lamelové reťaze	14
1.1.7 Článkové reťaze	14
1.1.8 Gallové reťaze	15
1.1.9 Flyerové reťaze	15
1.2 Nerovnomernosť chodu reťazového prevodu	16
2 Návrh reťazového posunovača	17
2.1 Návrh pohonu	17
2.1.1 Návrh motora	17
2.1.2 Návrh prevodovky	18
2.1.3 Návrh reťaze	19
2.2 Výpočet základných parametrov pohonu	20
2.2.1 Otáčky výstupného hriadeľa	20
2.2.2 Obvod hnacieho reťazového kolesa	21
2.2.3 Počet zubov hnacieho reťazového kolesa	22
2.2.4 Základné rozmerové parametre reťazového kolesa	22
2.2.5 Skutočná rýchlosť pojazdu	27
2.3 Pevnostná kontrola reťaze	28
2.3.1 Určenie celkového zaťaženia reťaze	28
2.3.2 Koeficienty statickej a dynamickej bezpečnosti	29
2.3.3 Kontrola tlaku v kĺbe reťaze	30
2.4 Kontrola silového zaťaženia výstupného hriadeľa	31
2.5 Návrh vratného reťazového kolesa	32
2.5.1 Výpočet síl pôsobiacich na ložiská	32
2.5.2 Výpočet trvanlivosti ložiska	34
3 Hlavné prvky reťazového posunovača	36
3.1 Stanica pohonu s napínaním reťaze	36
3.2 Hnacie a vratné reťazové koleso	36



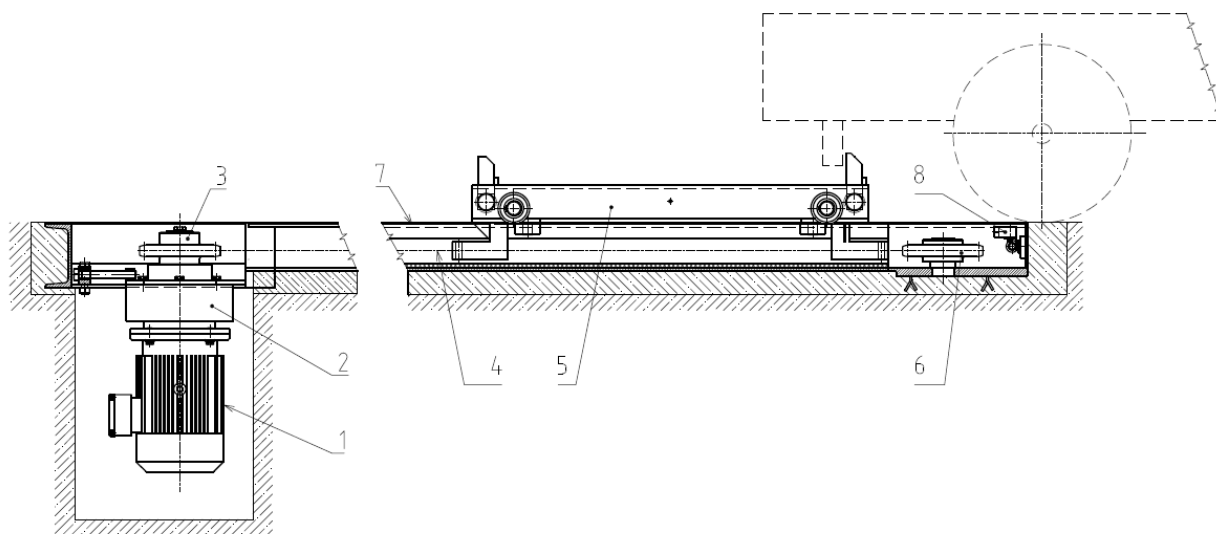
3.3	Dráha pre pomocný vozík	37
3.4	Pomocný vozík	38
3.5	Snímače reťazového posunovača.....	38
3.5.1	Laserový snímač vzdialenosti.....	38
3.5.2	Koncové spínače.....	40
	Záver.....	41
	Použité informačné zdroje	42
	Zoznam použitých skratiek a symbolov	44
	Zoznam príloh	46



ÚVOD

Cieľom bakalárskej práce je previesť výpočet a konštrukčné riešenie reťazového posunovača určeného pre technologickú výrobnú linku. Hlavnou funkciou reťazového posunovača je posun koľajového vozíka, danej výrobnéj linky, po dráhe. Túto funkciu zaisťuje pomocný vozík, ktorý prenáša ťažnú silu reťaze, prostredníctvom dvoch sklopných palcov na daný koľajový vozík. Palce sú sklopné, aby bol umožnený spätný pohyb pomocného vozíka do základnej polohy.

Medzi základné časti patrí hnacia a vratná stanica, v ktorých sú umiestnené reťazové kolesá spojené reťazou. Reťaz je vedená vo vnútri dráhy, po ktorej jazdí pomocný vozík. Jeho poloha je snímaná pomocou laserového zariadenia.



Obr. 1 Schéma reťazového posunovača

Legenda:

1. Elektromotor
2. Prevodovka
3. Hnacie reťazové koleso
4. Reťaz
5. Pomocný vozík
6. Vratné reťazové koleso
7. Dráha
8. Laserový snímač polohy



1 MEDZNÉ MOŽNOSTI REŤAZOVÝCH PREVODOV

Reťazové prevody slúžia k prenosu výkonu medzi reťazovými kolesami prostredníctvom reťaze s tvarovým stykom, vďaka ktorému nedochádza ku sklzu preto stredná hodnota prevodového pomeru je konštantná, ako u prevodov ozubenými kolesami. Vyznačujú sa vysokou účinnosťou 98 %, hriadele a ložiska sú menej namáhané oproti remeňovým prevodom vďaka menším požiadavkám na predpätie. Medzi ďalšie výhody patrí necitlivosť voči pracovnému prostrediu, vysoká životnosť, ľahká montáž a údržba. Reťazové prevody sú určené len pre otvorené opásanie na rovnobežné hriadele, majú väčšiu hlučnosť a nerovnomerný chod hlavne pri použití reťazového kolesa s malým počtom zubov. V dôsledku opotrebenia dochádza k predlžovaniu reťaze, preto je nutné zaistiť nastavenie osovej vzdialenosti hriadeľov prípadne použiť napínacie kladky.

Použitie: dopravné a zdvihacie zariadenia, poľnohospodárske stroje, prevody motocyklov, pohon ventilových rozvodov spaľovacích motorov, hutný a chemický priemysel.

Typy hnacích reťazí:

- valčeková
- puzdrová
- čapová
- Ewartová
- zubová
- lamelová

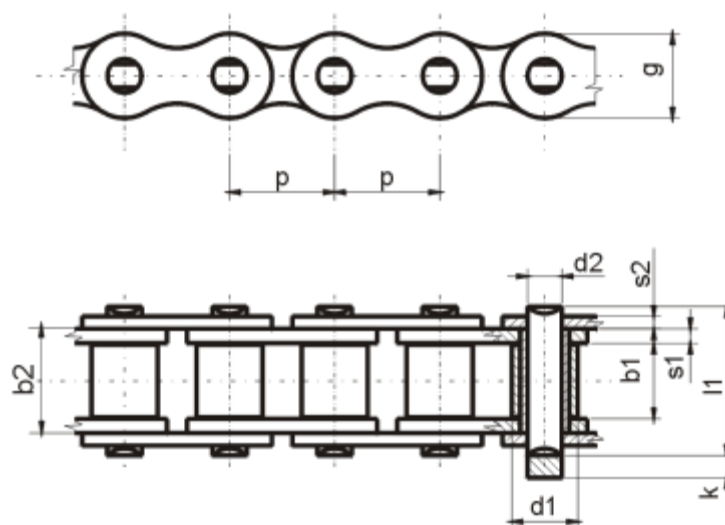
Typy zdvihacích reťazí:

- článková
- Gallová
- Flyerová

1.1 DRUHY REŤAZÍ

1.1.1 VALČEKOVÉ REŤAZE

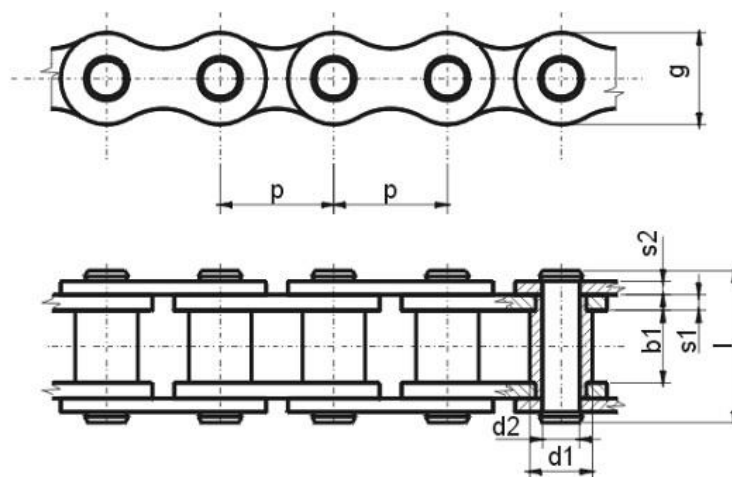
Valčekové reťaze sa skladajú z vonkajších a vnútorných článkov. Vonkajšie články sú tvorené vonkajšími doskami, ktoré sú napevno spojené pomocou čapu. U vnútorných článkov sú do vnútorných dosiek napevno nalisované puzdra, ktoré sa voľno otáčajú na čapoch vonkajších článkov. Na puzdra sú navlečené duté valčeky, ktoré znižujú trenie pri zábere zubov reťazového kolesa s reťazou. Podľa prevedenia dosiek sa delia na reťaze so štandardnými a rovinnými doskami, podľa rozstupu na reťaze s bežným a predĺženým rozstupom. Vyrábajú sa v európskych (typ B), alebo amerických (typ A a C) rozmerových radách ako jednoradové, dvojradové a trojradové. [1]



Obr. 2 Valčeková reťaz [11]

1.1.2 PUZDROVÉ REŤAZE

Puzdrové reťaze sú veľmi podobné valčekomým reťaziam. Chýbajú im valčeky pre zníženie trenia, preto sú vhodné pre menšie rýchlosti do $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Najčastejšie sa používajú v trvalom pracovnom režime v hrubých prevádzkových podmienkach, kde sa nedajú použiť remene apod. [12]



Obr. 3 Puzdrová reťaz [16]

1.1.3 ČAPOVÉ REŤAZE

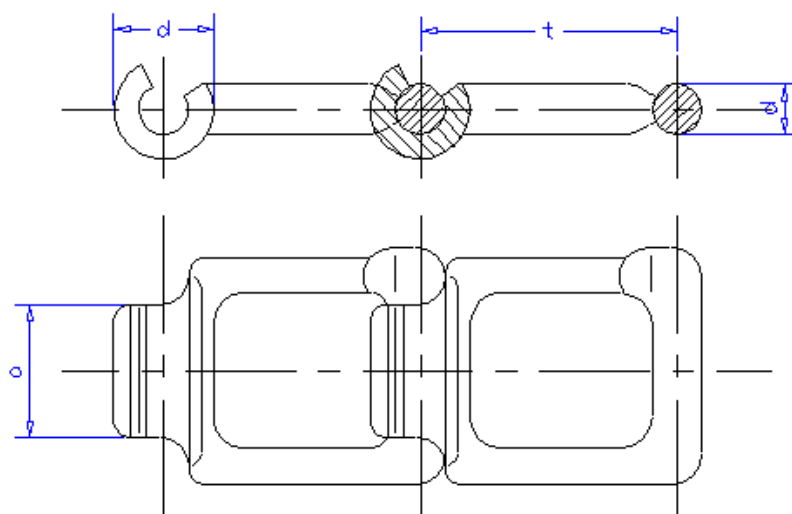
Čapové reťaze sú zložené z otvorených článkov vyrobených z temperovanej liatiny. Navzájom sú pospájané pomocou oceľových čapov, uloženými nepohyblivo v okách a otočne v uložení článku. Sú vhodné pre prácu v ťažkých podmienkach. [17]



Obr. 4 Čapová reťaz [17]

1.1.4 EWARTOVÉ REŤAZE

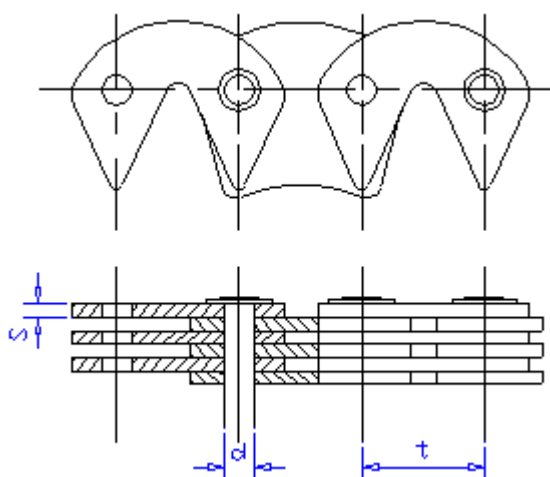
Ewartové reťaze sú podobné čapovým reťaziam, skladajú sa z uzatvorených článkov. Článok je na jednej strane ukončený valcovým čapom, na strane druhej otvorenou hákovitou objímkou, ktorá umožňuje jednoduché spájanie a rozpájanie jednotlivých článkov reťaze. [17]



Obr. 5 Ewartová reťaz [18]

1.1.5 ZUBOVÉ REŤAZE

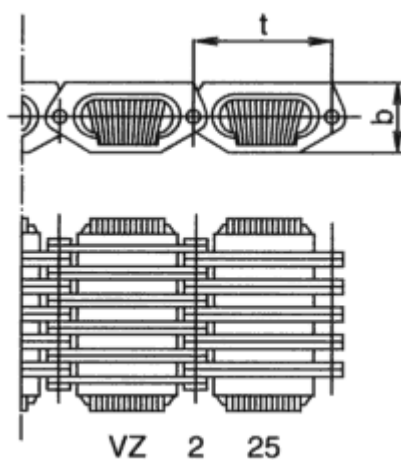
Zubový článok reťaze sa skladá z tvarových dosiek, navlečených na kalených čapov. Vyznačujú sa tichým chodom, pomerne vysokou hmotnosťou a cenou. Pri vysokých rýchlostiach je potrebné počítať s veľkou odstredivou silou v dôsledku vysokej hmotnosti. Používajú sa pre pohon ventilových rozvodov spaľovacích motorov.



Obr. 6 Zubová reťaz [18]

1.1.6 LAMELOVÉ REŤAZE

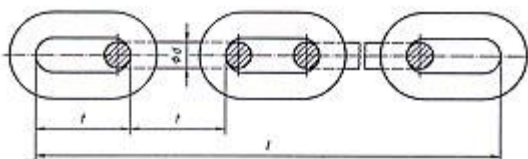
Lamelové reťaze sú tvorené oceľovými pásmi, striedavo navlečenými na kalené čapy. Používajú sa u reťazových variátorov. [19]



Obr. 7 Lamelová reťaz variátora [19]

1.1.7 ČLÁNKOVÉ REŤAZE

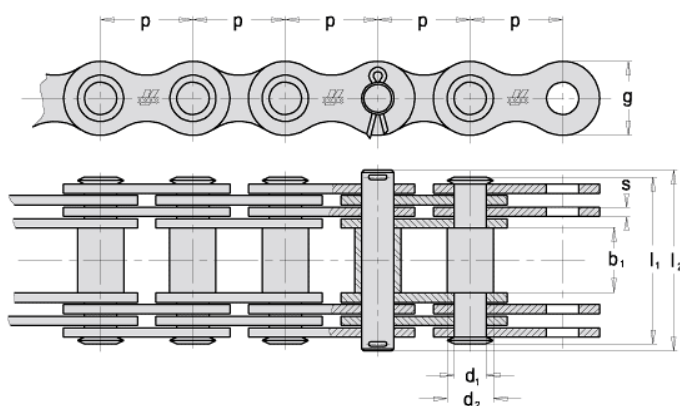
Článkové reťaze sa skladajú zo zvaraných článkov v dlhom alebo krátkom prevedení. Vyrábajú sa korigované (pre spojité dopravníky, kladkostroje) a nekorigované. Používajú sa v ťažkých prevádzkových podmienkach pre malé rýchlosti. [18]



Obr. 8 Článková reťaz pre ťažobné zariadenia [20]

1.1.8 GALLOVÉ REŤAZE

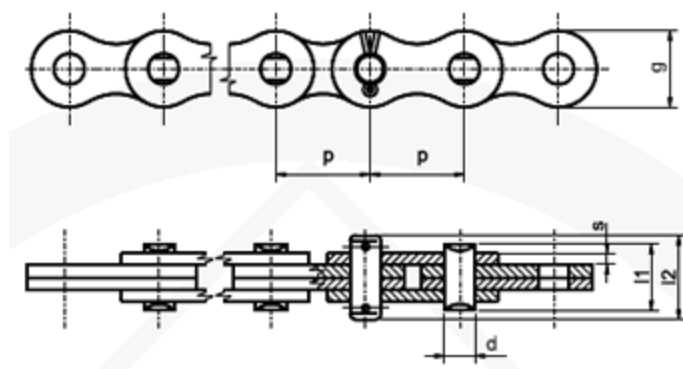
Gallové reťaze pozostávajú z rada čapov, na ktorých konci sú otáčavo nasunuté doštičky. K spojeniu oboch koncov reťaze sa používa spojka, ktorá je tvorená čapom bez osadenia, rozperným valčekom a závlačkami. Používajú sa pre prenos veľkej ťažnej sily do rýchlosti $0,3 \text{ m.s}^{-1}$ a taktiež ako nosné reťaze. [13]



Obr. 9 Gallová reťaz bez podložiek [21]

1.1.9 FLYEROVÉ REŤAZE

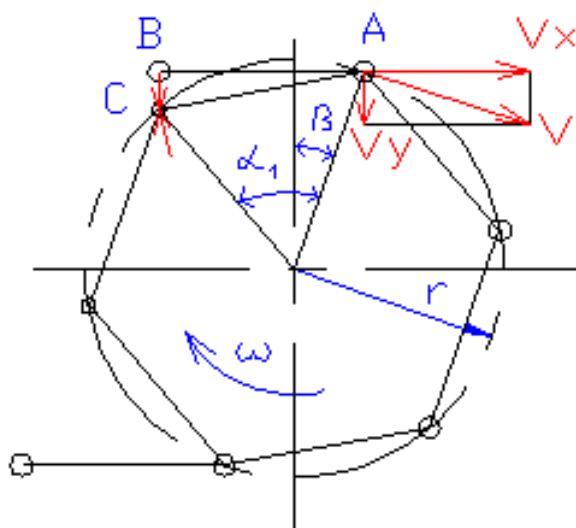
Flyerové reťaze taktiež pozostávajú z rada čapov ako Gallové reťaze s tým rozdielom, že po celej dĺžke čapa sú striedava nasunuté doštičky susedných článkov v rôznych kombináciach. Vonkajšie doštičky sú nalisované a konce čapov roznitované. Pre pevné uchytenie koncov sa používajú závesné doštičky. Používajú sa ako ťažné alebo nosné reťaze všade tam, kde nie je možné použitie oceľových lán. [14]



Obr. 10 Flyerová reťaz, rada LL [15]

1.2 NEROVNOMERNOSŤ CHODU REŤAZOVÉHO PREVODU

U reťazových prevodov je priebeh rýchlosti reťaze nerovnomerný. Pri zábere reťazového kolesa s valčekmi reťaze dochádza k zmene jeho tvaru, články reťaze sa lomí a vytvárajú takzvaný mnohouholníkový efekt (obr. 11). Počet strán mnohouholníka sa rovná počtu zubov reťazového kola, pričom dĺžka jeho strany je rovná rozstupu reťaze. Veľkosť rýchlosti je závislá na uhle natočenia reťazového kolesa. Maximálna rýchlosť reťaze nastáva pri uhle natočenia $\beta = 0$, minimálna pri $\beta = \pm\alpha_1/2$, kde α_1 je rozstupový uhol. Miera nerovnomernosti chodu závisí na počte zubov reťazového kolesa, čím viac zubov tým je nerovnomernosť chodu menšia. V konečnom dôsledku má negatívny vplyv na celkovú životnosť a hlučnosť daného reťazového prevodu. [1]



Obr. 11 Schéma mnohouholníkového efektu [18]



2 NÁVRH REŤAZOVÉHO POSUNOVAČA

2.1 NÁVRH POHONU

2.1.1 NÁVRH MOTORA

Pri návrhu motora sa vychádza z minimálneho potrebného výkonu.

$$P = F \cdot v \quad (1)$$

$$P = 10000 \cdot 0,08 = 800$$

$$P = 800 \text{ W}$$

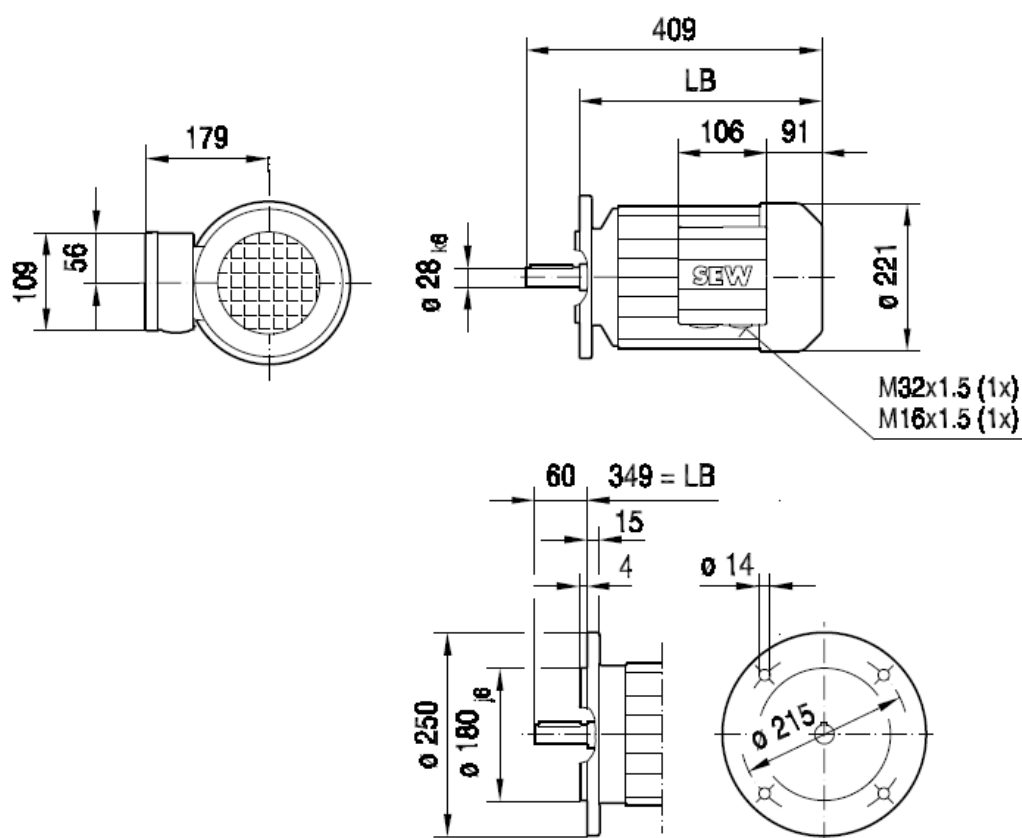
Kde:

P	[W]	- minimálny potrebný výkon motora
F	[N]	- zadaná ťažná sila
v	[m · s ⁻¹]	- zadaná rýchlosť pojazdu pre pracovný chod

Podľa minimálneho vypočítaného výkonu je volený elektromotor od firmy SEW-EURODRIVE spol. s r.o. s katalógovým označením SEW DFV112M8/4. Jedná sa o prepínateľný trojfázový asynchrónny elektromotor s počtom pólov 8 a 4.

Tab. 1 Parametre elektromotora [7]

Označenie	Počet pólov p (1)	Menovité otáčky n (min ⁻¹)	Menovitý výkon P (W)	Pomerný záber. moment M _Z /M _n (1)	Hmotnosť m (kg)
DFV112M8/4	8	700	1200	1,9	36
	4	1440	2200		



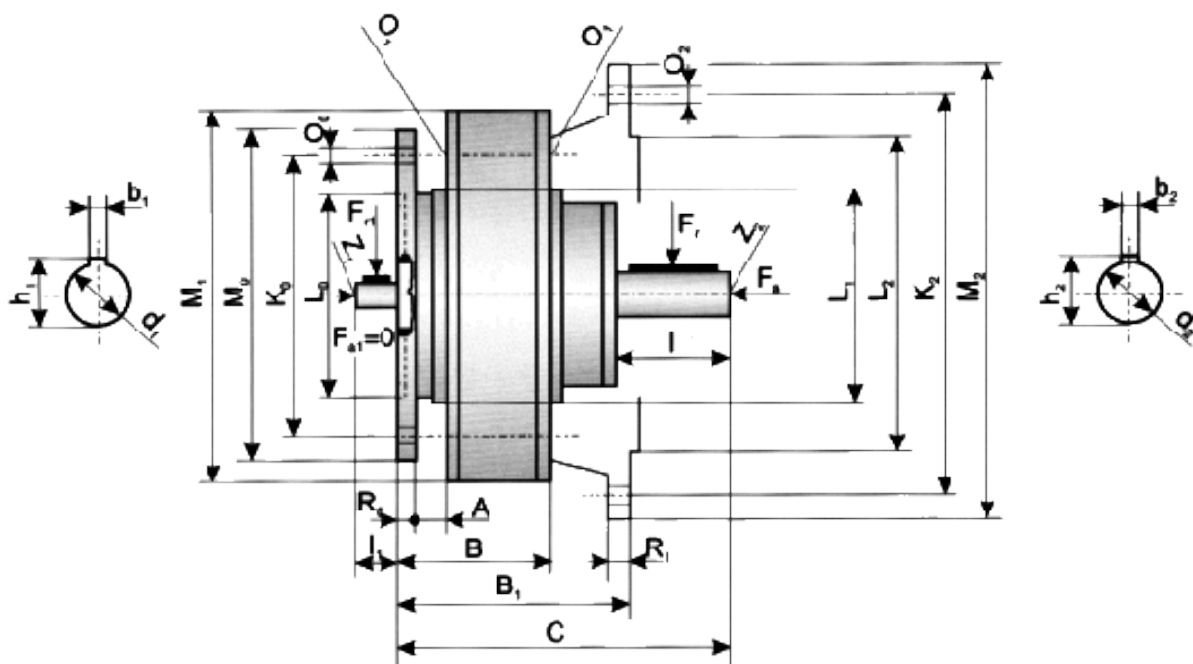
Obr. 12 Rozmery elektromotora SEW DFV112M8/4 [7]

2.1.2 NÁVRH PREVODOVKY

Na prevodovku sú kladené pomerne vysoké požiadavky na kompaktnosť rozmerov v dôsledku umiestnenia v šachte, preto je volená prevodovka typu EC BOX od firmy Strojírna Kukleny spol. s.r.o. Jedná sa o špeciálny typ diferenciálneho planetového prevodu s relatívnym pohybom satelitu na excentrickom výstupnom hriadeli. Katalógové označenie je EC V/83.

Tab. 2 Parametre prevodovky [22, 8]

Označenie	Prevodový pomer $i(1)$	Množstvo oleja (l)	Účinnosť $\eta(1)$	Radiálna sila $F_{rmax}(N)$	hmotnosť m (kg)
EC V/83	83	0,45	0,98	13000	46



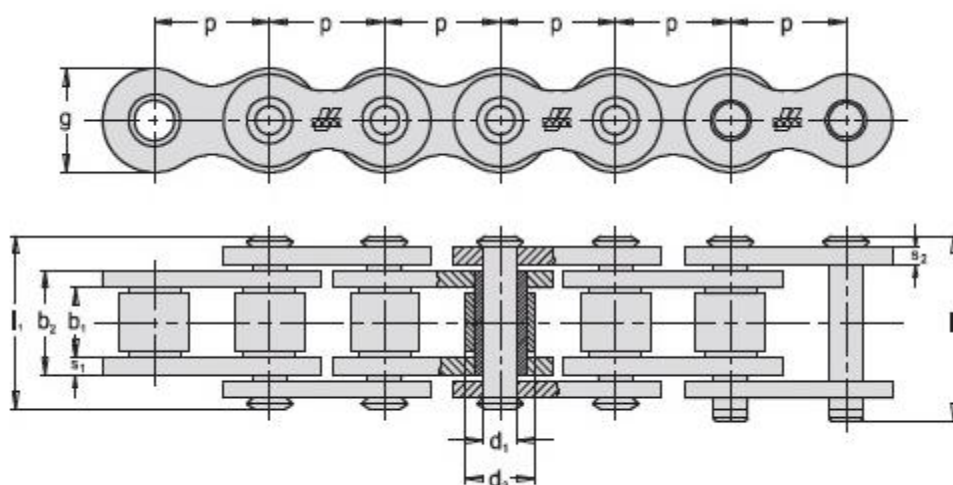
Obr. 13 Prevodovka EC V/83 [8]

Tab. 3 Rozmery prevodovky [8]

d_1H7 (mm)	d_2k6 (mm)	H_1 (mm)	H_2 (mm)	B_1P9 (mm)	B_2P9 (mm)	M_0 (mm)	M_1 (mm)	M_2 (mm)
28	55	30,9	58,8	8	16	250	270	360
K_0 (mm)	K_2 (mm)	L_0H7 (mm)	L_1f7 (mm)	L_2f7 (mm)	I (mm)	O_0 (1)	O_1 (1)	O_2 (mm)
215	320	180	180	280	82	4xM14	6xM12	4x18
A (mm)	B (mm)	B_1 (mm)	C (mm)	Z (1)	R_0 (mm)	R_1 (mm)		
20	125	175	257	M16x20	12	12		

2.1.3 NÁVRH REŤAZE

Z jednotlivých typov reťazi je zvolená jednoradová valčeková reťaz od firmy ŘETĚZY VAMBERK spol. s.r.o., ktorá je vhodná pre danú prevádzku. Katalógové označenie 32B-1.



Obr. 14 Valčková reťaz 32B-1 [9]

Tab. 4 Rozmery valčkovej reťaze 32B-1 [9]

p (mm)	b ₁ (mm)	b ₂ (mm)	d ₁ (mm)	d ₃ (mm)	I ₁ (mm)	I ₂ (mm)
50,80	30,99	45,50	17,81	29,21	65,2	73,1
g (mm)	s ₁ (mm)	s ₂ (mm)	f (mm ²)	F _B (kN)	F _A (kN)	Q (kg/m)
41,80	7,00	6,00	810	250	35,71	9,70

2.2 VÝPOČET ZÁKLADNÝCH PARAMETROV POHONU

2.2.1 OTÁČKY VÝSTUPNÉHO HRIADEĽA

Pracovný chod

$$n_1 = \frac{n_8}{i} \quad (2)$$

$$n_1 = \frac{700}{\frac{60}{83}} = 0,1406$$

$$n_1 = 0,141 \text{ s}^{-1}$$



Kde:

n_1	$[s^{-1}]$	- otáčky výstupného hriadeľa pre pracovný chod
n_8	$[s^{-1}]$	- menovité otáčky motora pre 8 pólov podľa tab.1
i	$[-]$	- prevodový pomer prevodovky podľa tab.2

Spätný chod

$$n_2 = \frac{n_4}{i} \quad (3)$$

$$n_2 = \frac{1440}{83} = 0,2891$$

$$n_2 = 0,289 \text{ s}^{-1}$$

Kde:

n_2	$[s^{-1}]$	- otáčky výstupného hriadeľa pre spätný chod
n_4	$[s^{-1}]$	- menovité otáčky motora pre 4 póly podľa tab.1
i	$[-]$	- prevodový pomer prevodovky podľa tab.2

2.2.2 OBVOD HNACIEHO REŤAZOVÉHO KOLESA

$$o_1 = \frac{v}{n_1} \quad (4)$$

$$o_1 = \frac{0,08}{0,141} = 0,567$$

$$o_1 = 567 \text{ mm}$$

Kde:

o_1	$[mm]$	- obvod hnacieho reťazového kolesa
v	$[m \cdot s^{-1}]$	- zadaná rýchlosť pojazdu pre pracovný chod
n_1	$[s^{-1}]$	- otáčky výstupného hriadeľa pre pracovný chod podľa rov. (2)



2.2.3 POČET ZUBOV HNACIEHO REŤAZOVÉHO KOLESA

$$z = \frac{o_1}{p} \quad (5)$$

$$z = \frac{567}{50,8} = 11,16$$

$$z = 11$$

Kde:

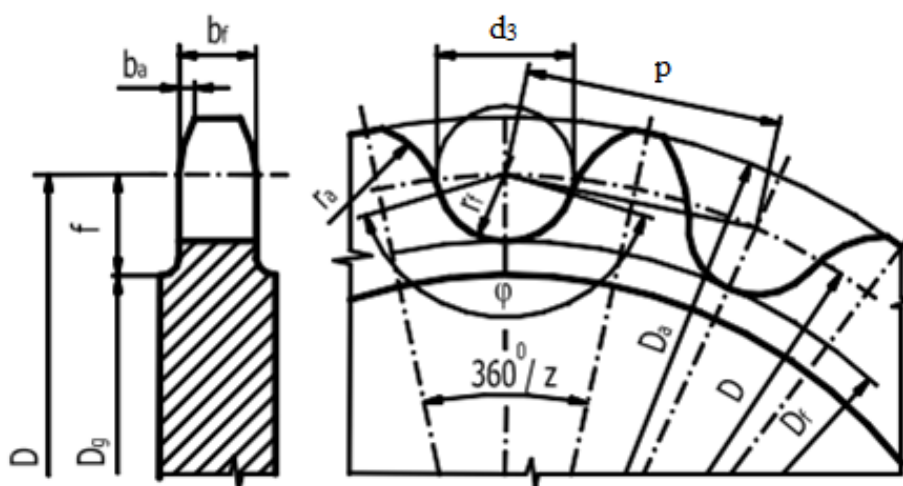
z [-] - počet zubov hnacieho reťazového kolesa

o_1 [mm] - obvod hnacieho reťazového kolesa podľa rov. (4)

p [mm] - rozteč reťaze podľa tab. 4

2.2.4 ZÁKLADNÉ ROZMEROVÉ PARAMETRE REŤAZOVÉHO KOLESA

- Počítané podľa [2]



Obr. 15 Základné parametre reťazového kolesa [4]

Priemer rozstupovej kružnice

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (6)$$

$$d = \frac{50,8}{\sin \frac{180^\circ}{11}} = 180,31$$

$$d = 180,3 \text{ mm}$$

**Kde:**

- d [mm] - priemer rozstupovej kružnice reťazového kolesa
 p [mm] - rozteč reťaze podľa tab. 4
 z [-] - počet zubov hnacieho reťazového kolesa podľa rov. (5)

Priemer pätnjej kružnice

$$d_f = d - d_3 \quad (7)$$

$$d_f = 180,3 - 29,21 = 151,09$$

$$d_f = 151,1 \text{ mm}$$

Kde:

- d_f [mm] - priemer pätnjej kružnice reťazového kolesa
 d [mm] - priemer rozstupovej kružnice podľa rov. (6)
 d_3 [mm] - priemer valčeka reťaze podľa tab. 4

Polomer dna zubnej medzery

$$r_{imin} = 0,505 \cdot d_3 \quad (8)$$

$$r_{imin} = 0,505 \cdot 29,21 = 14,751$$

$$r_{imin} = 14,75 \text{ mm}$$

$$r_{imax} = r_{imin} + 0,069 \cdot \sqrt[3]{d_3} \quad (9)$$

$$r_{imax} = 14,75 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{29,21} = 14,962$$

$$r_{imax} = 14,96 \text{ mm}$$

Kde:

- r_{imin} [mm] - minimálny polomer dna zubovej medzery reťazového kolesa
 r_{imax} [mm] - maximálny polomer dna zubovej medzery reťazového
 d_3 [mm] - priemer valčeka reťaze podľa tab.4

**Polomer boku zuba**

$$r_{emin} = 0,12 \cdot d_3 \cdot (z + 2) \quad (10)$$

$$r_{emin} = 0,12 \cdot 29,21 \cdot (11 + 2) = 48,567$$

$$r_{emin} = 48,57 \text{ mm}$$

$$r_{emax} = 0,008 \cdot d_3 \cdot (z^2 + 180) \quad (11)$$

$$r_{emax} = 0,008 \cdot 29,21 \cdot (11^2 + 180) = 70,337$$

$$r_{emax} = 70,34 \text{ mm}$$

Kde:

r_{emin} [mm] - minimálny polomer boku zuba reťazového kolesa

r_{emax} [mm] - maximálny polomer boku zuba reťazového kolesa

d_3 [mm] - priemer valčeka reťaze podľa tab.4

z [-] - počet zubov hnacieho reťazového kolesa podľa rov. (5)

Priemer hlavovej kružnice

$$d_{amin} = d + 0,5 \cdot d_3 \quad (12)$$

$$d_{amin} = 180,3 + 0,5 \cdot 29,21 = 194,905$$

$$d_{amin} = 194,91 \text{ mm}$$

$$d_{amax} = d + 1,25 \cdot p - d_3 \quad (13)$$

$$d_{amax} = 180,3 + 1,25 \cdot 50,8 - 29,21 = 214,590$$

$$d_{amax} = 214,59 \text{ mm}$$

Kde:

d_{amin} [mm] - minimálny priemer hlavovej kružnice reťazového kolesa

d_{amax} [mm] - maximalny priemer hlavovej kružnice reťazového kolesa

d [mm] - priemer rozstupovej kružnice podľa rov. (6)

d_3 [mm] - priemer valčeka reťaze podľa tab. 4

p [mm] - rozteč reťaze podľa tab. 4

**Uhol otvorenia**

$$\alpha_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} \quad (14)$$

$$\alpha_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{11} = 111,818$$

$$\alpha_{min} = 111,82^\circ$$

$$\alpha_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z} \quad (15)$$

$$\alpha_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{11} = 131,818$$

$$\alpha_{max} = 131,82^\circ$$

Kde:

α_{min} [°] - minimálny uhol otvorenia

α_{max} [°] - maximálny uhol otvorenia

z [-] - počet zubov hnacieho reťazového kolesa podľa rov. (5)

Rozdiel polomeru rozstupovej kružnice a venca

$$f = 0,7 \cdot p \quad (16)$$

$$f = 0,7 \cdot 50,8 = 35,560$$

$$f = 35,56 \text{ mm}$$

Kde:

f [mm] - rozdiel polomeru rozstupovej kružnice a venca reťazového kolesa

p [mm] - rozteč reťaze podľa tab. 4

Najväčší priemer venca

$$d_g = d - 2 \cdot f \quad (17)$$

$$d_g = 180,3 - 2 \cdot 35,56 = 109,180$$

$$d_g = 109,18 \text{ mm}$$



Kde:

d_g [mm] - najväčší priemer venca reťazového kolesa

d [mm] - priemer rozstupovej kružnice podľa rov. (6)

f [mm] - rozdiel polomeru rozstupovej kružnice a venca podľa rov. (16)

Polomer zaoblenia zubov

$$r_x = 1,5 \cdot d_3 \quad (18)$$

$$r_x = 1,5 \cdot 29,21 = 43,815$$

$$r_x = 43,82 \text{ mm}$$

Kde:

r_x [mm] - polomer zaoblenia zubov reťazového kolesa

d_3 [mm] - priemer valčeka reťaze podľa tab. 4

Hodnota zaoblenia zubov

$$b_a = (0,1 \div 0,15) \cdot d_3 \quad (19)$$

$$b_a = 0,125 \cdot 29,21 = 3,65$$

$$b_a = 3,7 \text{ mm}$$

Kde:

b_a [mm] - hodnota zaoblenia zubov reťazového kolesa

d_3 [mm] - priemer valčeka reťaze podľa tab. 4

Šírka ozubenia reťazového kolesa

$$b_{f1} = 0,95 \cdot b_1 \quad (20)$$

$$b_{f1} = 0,95 \cdot 30,99 = 29,44$$

$$b_{f1} = 29,4 \text{ mm}$$

Kde:

b_{f1} [mm] - šírka ozubenia reťazového kolesa

b_1 [mm] - vnútorná šírka reťaze podľa tab. 4

**Maximálne obvodové hádzania pätnjej kružnice**

$$\delta = 0,0007 \cdot d_f + 0,08 \quad (21)$$

$$\delta = 0,0007 \cdot 151,1 + 0,08 = 0,185$$

$$\delta = 0,19 \text{ mm}$$

Kde:

δ [mm] - maximálne obvodové hádzanie pätnjej kružnice

d_f [mm] - priemer pätnjej kružnice podľa rov. (7)

Maximálne čelné hádzanie na priemeru zhodným s priemerom pätnjej kružnice

$$\delta_{\xi} = 0,0009 \cdot d_f + 0,08 \quad (22)$$

$$\delta_{\xi} = 0,0009 \cdot 151,1 + 0,08 = 0,215$$

$$\delta_{\xi} = 0,22 \text{ mm}$$

Kde:

δ_{ξ} [mm] - maximálne čelné hádzanie

d_f [mm] - priemer pätnjej kružnice podľa rov. (7)

2.2.5 SKUTOČNÁ RÝCHLOSŤ POJAZDU**Pracovný chod**

$$v_p = \pi \cdot d \cdot n_1 \quad (23)$$

$$v_p = 3,14 \cdot 180,3 \cdot 0,141 = 79,866$$

$$v_p = 0,07987 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

v_p [m · s⁻¹] - skutočná rýchlosť pojazdu pre pracovný chod

π [-] - Ludolfovo číslo

d [mm] - priemer rozstupovej kružnice podľa rov. (6)

n_1 [s⁻¹] - otáčky hriadeľa pre pracovný chod podľa rov. (2)



Spätný chod

$$v_s = \pi \cdot d \cdot n_2 \quad (24)$$

$$v_s = 3,14 \cdot 180,3 \cdot 0,289 = 163,69$$

$$v_s = 0,1637 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

v_s	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	- skutočná rýchlosť pojazdu pre spätný chod
π	$[-]$	- Ludolfovo číslo
d	$[\text{mm}]$	- priemer rozstupovej kružnice podľa rov. (6)
n_2	$[\text{s}^{-1}]$	- otáčky hriadeľa pre spätný chod podľa rov. (3)

2.3 PEVNOSTNÁ KONTROLA REŤAZE

- Výpočet jednotlivých podkapitol prevedený podľa [5]

2.3.1 URČENIE CELKOVÉHO ZAŤAŽENIA REŤAZE

Obvodová sila

$$F_o = \frac{P_8}{v_p} \cdot \eta \quad (25)$$

$$F_o = \frac{1200}{0,07987} \cdot 0,98 = 14723,92$$

$$F_o = 14723,9 \text{ N}$$

Kde:

F_o	$[\text{N}]$	- obvodová sila
P_8	$[\text{W}]$	- menovitý výkon motora pre 8 pólov podľa tab. 1
v_p	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	- skutočná rýchlosť pre pracovný chod podľa rov. (23)
η	$[-]$	- účinnosť prevodovky podľa tab. 2

Odstredivá sila

Obvodová rýchlosť reťaze je menšia než $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ preto sa odstredivá sila F_{ods} zanedbáva.



Celková záťaž reťaze

Pri výpočte celkovej záťaže reťaze berieme do úvahy obvodovú a odstredivú silu. Odstredivá sila je zanedbaná, preto sa celková záťaž rovná obvodovej sile F_o .

$$P_c = F_o + F_{ods} \quad (26)$$

$$P_c = 14723,9 + 0 = 14723,9$$

$$P_c = 14724 \text{ N}$$

Kde:

P_c [N] - celková zaťažujúca sila reťaze

F_o [N] - obvodová sila podľa rov. (25)

F_{ods} [N] - odstredivá sila pôsobiaca v článkoch reťaze

2.3.2 KOEFICIENTY STATICKEJ A DYNAMICKEJ BEZPEČNOSTI

Pre zaistenie dostatočnej bezpečnosti jednotlivých prvkov reťazového prevodu musí byť hodnota statického koeficientu väčšia ako 7 a hodnota dynamického koeficientu väčšia ako 5.

Koeficient statickej bezpečnosti

$$\gamma_{stat} = \frac{F_B}{P_c} \quad (27)$$

$$\gamma_{stat} = \frac{250 \cdot 10^3}{14724} = 16,979$$

$$\gamma_{stat} = 16,98$$

Kde:

γ_{stat} [-] - koeficient statickej bezpečnosti

P_c [N] - celková zaťažujúca sila reťaze podľa rov. (26)

F_B [N] - zaťaženie odpovedajúce medzi pevnosti reťaze podľa tab. 4

Koeficient dynamickej bezpečnosti

$$\gamma_{dyn} = \frac{F_B}{P_c \cdot Y} \quad (28)$$

$$\gamma_{dyn} = \frac{250 \cdot 10^3}{14724 \cdot 1,4} = 12,127$$

$$\gamma_{dyn} = 12,13$$



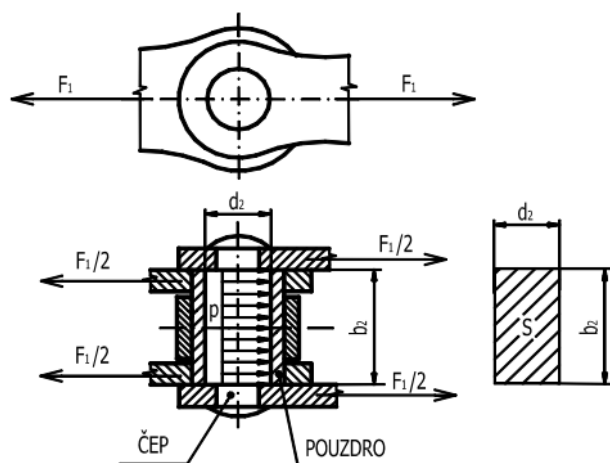
Kde:

γ_{dyn}	[-]	- koeficient dynamickej bezpečnosti
P_c	[N]	- celková zaťažujúca sila reťaze podľa rov. (25)
F_B	[N]	- zaťaženie odpovedajúce medzi pevnosti reťaze podľa tab. 4
Y	[-]	- súčiniteľ prevádzkového zaťaženia podľa [1], str. 1026, tab. 17-18

Vypočítané koeficienty statickej a dynamickej bezpečnosti splňujú dané podmienky, tým pádom zvolený reťazový prevod vyhovuje prevádzkovým podmienkam.

2.3.3 KONTROLA TLAKU V KLBE REŤAZE

Pri prevádzke vznikajú v klboch reťaze tlaky od celkovej zaťažujúcej sily, ktoré pôsobia na styčné plochy klbov (obr. 16). Hodnota vzniknutého tlaku nesmie presiahnuť maximálnu povolenú.



Obr. 16 Princíp vzniku tlaku na klb reťaze [4]

Dovolený tlak v klbe reťaze

$$p_{dov} = p_i \cdot I_1 \cdot I_2 \quad (29)$$

$$p_{dov} = 31,29 \cdot 1,2 \cdot 1 = 37,548$$

$$p_{dov} = 37,55 \text{ MPa}$$



Kde:

p_{dov}	[MPa]	- dovolený tlak v kĺboch reťaze
p_i	[MPa]	- merný tlak v kĺboch reťaze podľa [5], tab. H
I_1	[-]	- súčiniteľ trenia podľa [5], tab. I
I_2	[-]	- súčiniteľ mazania podľa [5], tab. D

Tlak od zaťaženia reťaze

$$p_v = \frac{P_c}{f} \quad (30)$$

$$p_v = \frac{14724}{810} = 34,556$$

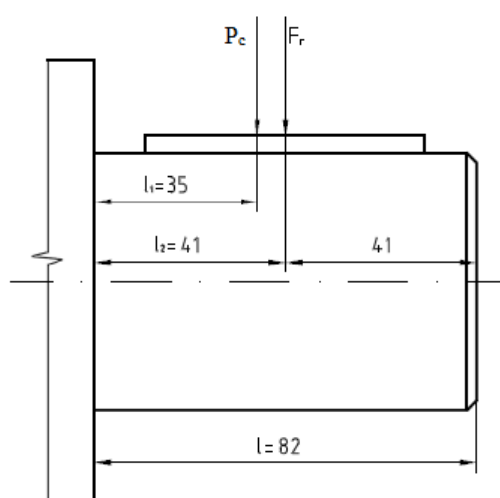
$$p_v = 34,56 \text{ MPa}$$

Kde:

p_v	[MPa]	- tlak v kĺboch reťaze vyvolaný celkovou zaťažujúcou silou
P_c	[N]	- celková zaťažujúca sila reťaze podľa rov. (26)
f	[mm ²]	- styčná plocha kĺbu podľa tab. 4

2.4 KONTROLA SILOVÉHO ZAŤAŽENIA VÝSTUPNÉHO HRIADEĽA

Výstupný hriadeľ z prevodovky je zaťažovaný radiálnou silou od reťaze. Zvolená prevodovka EC V/83 je konštruovaná pre maximálnu radiálnu silu 13000 N viz kap. 2.1.2.



Obr. 17 Schéma silového pôsobenia na výstupnom hriadeľi

**Kontrola radiálnej sily na výstupnom hriadelí**

- Podľa [3]

Vychádzame z rovnice: $P_c \cdot l_1 = F_r \cdot l_2$

$$F_r = \frac{P_c \cdot l_1}{l_2} \quad (31)$$

$$F_r = \frac{14724 \cdot 35}{41} = 12569,26$$

$$F_r = 12569,3 \text{ N}$$

Kde:

F_r [N] - radiálna sila pôsobiaca na výstupnom hriadelí prevodovky

P_c [N] - celková zaťažujúca sila reťaze podľa rov. (26)

l_1 [mm] - pôsobisko celkovej zaťažujúcej sily na výstupnom hriadelí viz obr. 16

l_2 [mm] - pôsobisko radiálnej sily na výstupnom hriadelí viz obr. 16

Radiálna sila, ktorá pôsobí na hriadeľ je menšia než maximálna dovolená, tým pádom zvolená prevodovka vyhovuje.

2.5 NÁVRH VRATNÉHO REŤAZOVÉHO KOLESA

Pomer počtu zubov hnacieho a hnaného reťazového kolesa u reťazových prevodov udáva celkový prevod. Princípom reťazového prevodu u reťazového posunovača nie je zmena otáčok hnaného hriadeľa voči hnaciemu, ale zaistenie pohybu pomocného vozíka prostredníctvom reťaze. Z toho dôvodu je volený prevodový pomer $i_r = 1$. Parametre ozubení vratného reťazového kolesa sú rovnaké s ozubením hnacieho reťazového kolesa.

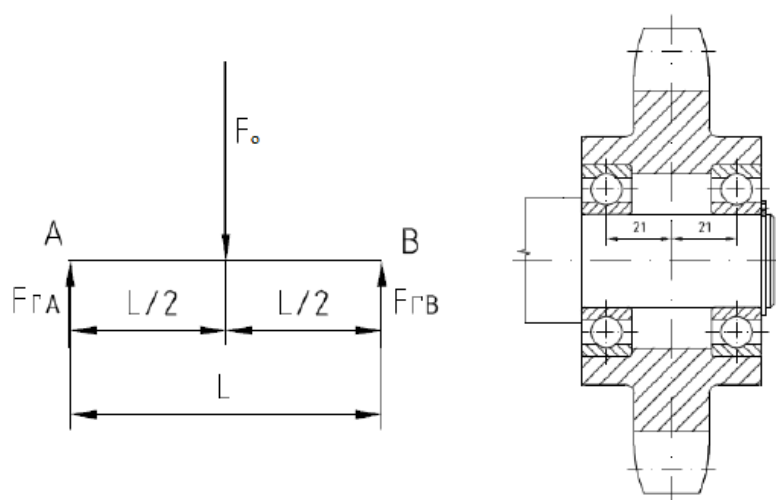
2.5.1 VÝPOČET SÍL PÔSOBIACICH NA LOŽISKÁ

Je volené ložisko od firmy SKF Ložiska, a.s. s katalógovým označením 61911-2RS1. Jedná sa o jednoradové guľôčkové ložisko s vonkajším tesnením z oboch strán.

Tab. 5 Základné parametre ložiska [6]

Označenie	Vnútorný priemer d_L (mm)	Vonkajší priemer D_L (mm)	Šírka B_L (mm)	Dynamická únosnosť C_{dyn} (N)
61911-2RS1	55	80	13	16500

Reakcie v ložiskách od obvodovej sily (obr. 18), určíme pomocou silovej a momentovej rovnováhy podľa [3].



Obr. 18 Pôsobenie síl na vratnom reťazovom kolese

Momentová rovnováha k bodu A

$$\sum M_{iA} = 0 \rightarrow F_o \cdot \frac{l}{2} - F_{rB} \cdot l = 0 \rightarrow F_{rB} = \frac{F_o \cdot \frac{l}{2}}{l}$$

$$F_{rB} = \frac{F_o}{2} \quad (32)$$

$$F_{rB} = \frac{14723,9}{2} = 7361,95$$

$$F_{rB} = 7362 \text{ N}$$

Kde:

F_{rB}	[N]	- reakcia v ložisku B od obvodovej sily
F_o	[N]	- obvodová sila podľa rov. (25)
l	[mm]	- osová vzdialenosť ložísk viz obr. 18



Silová rovnováha

$$\sum F_i = 0 \rightarrow F_{rA} + F_{rB} - F_o = 0 \quad F_{rB} = \frac{F_o \cdot l}{2}$$

$$F_{rA} = F_o - F_{rB} \quad (33)$$

$$F_{rA} = 14723,9 - 7362 = 7361,9$$

$$F_{rA} = 7362 \text{ N}$$

Kde:

F_{rA} [N] - reakcia v ložisku A od obvodovej sily

F_{rB} [N] - reakcia v ložisku B od obvodovej sily podľa rov. (32)

F_o [N] - obvodová sila podľa rov. (25)

2.5.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA

Obidve ložiská sú zaťažované rovnakou radiálnou silou, preto nie je nutné počítať každé zvlášť, postačí nám výpočet pre ložisko B. Axiálna zložka sily pôsobiacej na ložisko je nulová, preto ekvivalentná dynamická záťaž ložiska je rovná radiálnej sile. Výpočet je prevedený podľa [6].

$$P_L = F_{rB} \quad (34)$$

$$P_L = 7362 \text{ N}$$

Kde:

P_L [N] - ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska

F_{rB} [N] - reakcia v ložisku B od obvodovej sily podľa rov. (32)

Základná trvanlivosť ložiska

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{P_L} \right)^a \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n_1} \quad (35)$$

$$L_h = \left(\frac{16500}{7362} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 0,141} = 22179,04$$

$$L_h = 22179 \text{ hod}$$

Kde:

L_h [h] - základná trvanlivosť ložiska

C_{dyn} [N] - dynamická únosnosť ložiska podľa tab.5



P_L	[N]	- ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska podľa rov. (34)
a	[N]	- súčiniteľ pre ložiská s bodovým stykom podľa [1] str. 615
n_1	[s ⁻¹]	- otáčky výstupného hriadeľa pre pracovný chod podľa rov. (2)

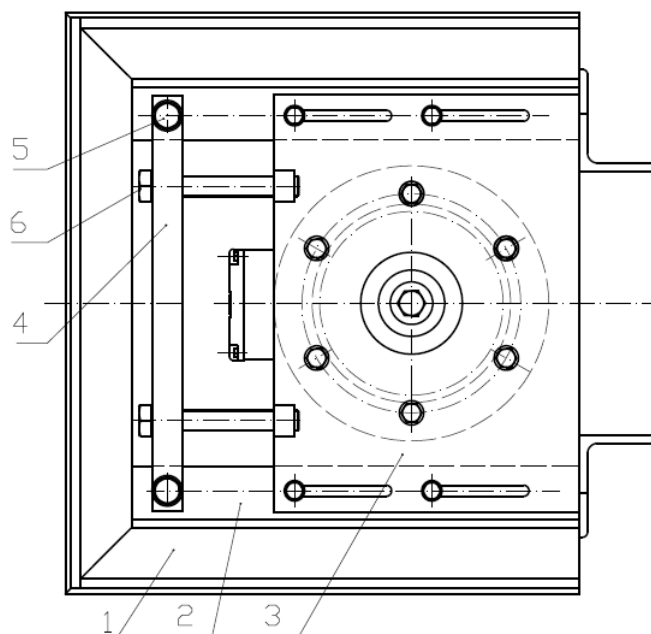
Ložiska sú dostatočne dimenzované, pri nepretržitej prevádzke 24 hodín denne vydržia 2,5 roka.



3 HLAVNÉ PRVKY REŤAZOVÉHO POSUNOVAČA

3.1 STANICA POHONU S NAPÍNANÍM REŤAZE

Stanica pohonu (obr. 19) sa skladá z jednotlivých častí. Rám pohonu (pozícia 1) je tvorený z navzájom pozváraných U- profilov, na ktoré sú z vnútornej strany prizvárané dva L- profily (pozícia 2). L- profily slúžia ako vedenie pre napínaciu dosku (pozícia 3), na ktorej je uchytený celý agregát pohonu. Napínanie je realizované pomocou dvoch skrutiek M20 (pozícia 6), ktoré sa opierajú o príložku napínania (pozícia 4) uchytenú k napínacej doske pomocou skrutiek M16 (pozícia 5). Rozsah napínania je 95 mm.



Obr. 19 Schéma napínacej stanice s pohonom

3.2 HNACIE A VRATNÉ REŤAZOVÉ KOLESO

Hnacie reťazové koleso slúži k prenosu točivého momentu elektromotoru na reťaz. Je umiestnené na výstupnom hriadeľi prevodovky a zaistené proti pootočeniu tesným perom.

Vratné reťazové koleso je osadené dvoma ložiskami SKF 61911-2RS1. Nachádza sa vo vratnej stanici reťazového posunovača umiestnené na čape, proti axiálnemu posuvu zaistené poistným krúžkom. Základné parametre reťazových kolies sú uvedené v tab. 6.

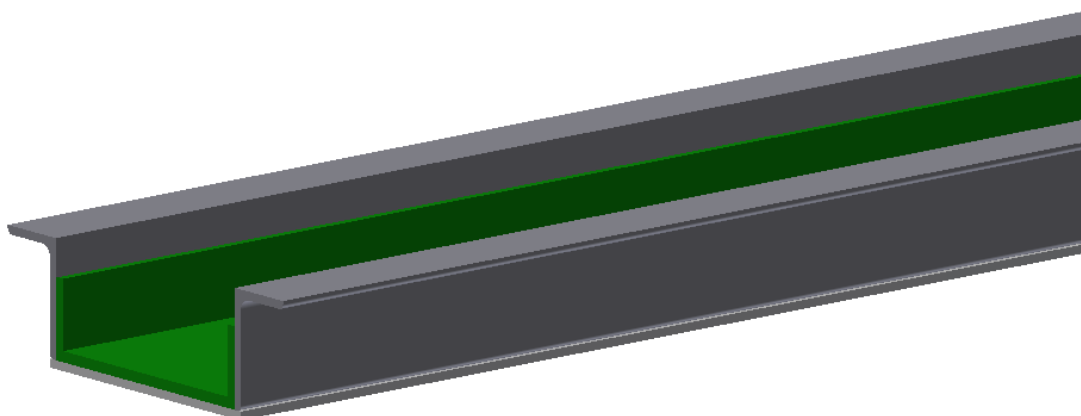


Tab. 6 Prehľad základných parametrov ozubenia

Parameter	Označenie	Hnacie reťaz. koleso	Vratné reťaz. koleso
Priemer rozstupovej kružnice	d (mm)	180,3	
Priemer pätnjej kružnice	d_f (mm)	151,1	
Priemer hlavovej kružnice	d_a (mm)	195	
Polomer dna zubovej medzery	r_i (mm)	14,8	
Polomer boku zubu	r_e (mm)	50	
Uhol otvorenia	α (°)	130	
Šírka zubu	b_{fl} (mm)	29,4	
Materiál		C16E (12020)	

3.3 DRÁHA PRE POMOCNÝ VOZÍK

Dráha slúži pre vedenie pomocného vozíka spolu s reťazou. Skladá sa z dvoch nerovnoramenných L- profilov, ktoré sú prizvárané k spodnej doske. Vo vnútri vzniknutého žľabu, na spodnej strane a bokoch, je pripevnená polyamidová doska, ktorá slúži ako vedenie reťaze. Vyznačuje sa vysokou odolnosťou voči oteru, malým koeficientom trenia a vysokou únosnosťou.

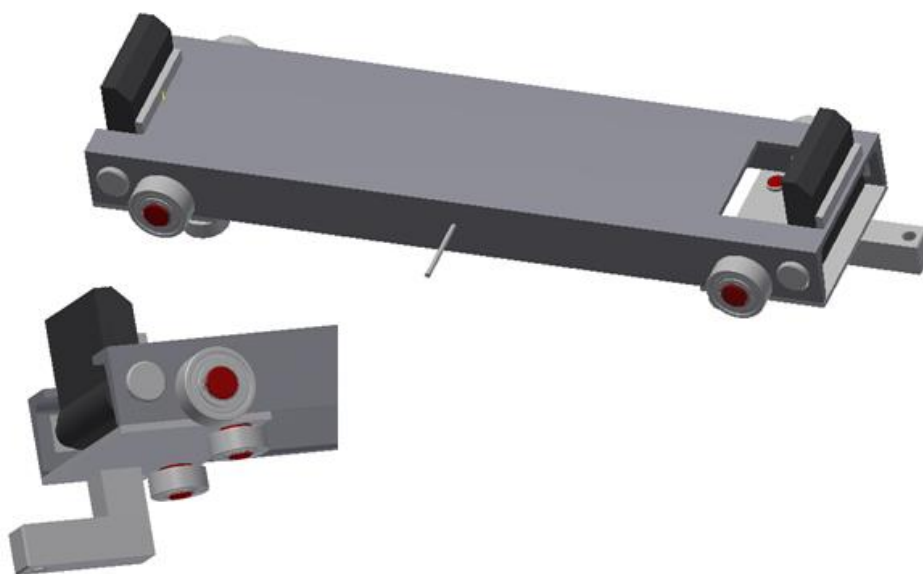


Obr. 20 Dráha pre pomocný vozík s vedením reťaze



3.4 POMOCNÝ VOZÍK

Funkciou pomocného vozíka (obr. 21) je prenos ťažnej sily reťaze, prostredníctvom dvoch palcov, na hnaný koľajový vozík vo výrobných linkách. Samotné telo vozíka je vyrobené z U- profilu, ktorý je následne upravovaný. Kolesa vozíka tvoria štyri jednoradové guľôčkové ložiska s obojstranným tesnením od firmy SKF Ložiska a.s. s katalógovým označením 62307-2RS1. Ložiska sú nasunuté na čapoch a zaistené vonkajšími poistným krúžkami. Na spodnej doske sa nachádzajú štyri ložiska rovnakej firmy s označením 62305-2RS1, ktoré slúžia ako bočné vedenie a zamedzujú skríženiu vozíka. Spojenie reťaze s vozíkom je zaistené pomocou reťazovej spojky uchytenej k držiaku reťaze. Palce sú navlečené na čapoch a zaistené závlačkou. Pri spätnom chode vozíka sa obidva palce sklápajú, ich vrátenie do pôvodnej polohy je zaistené pružinou.

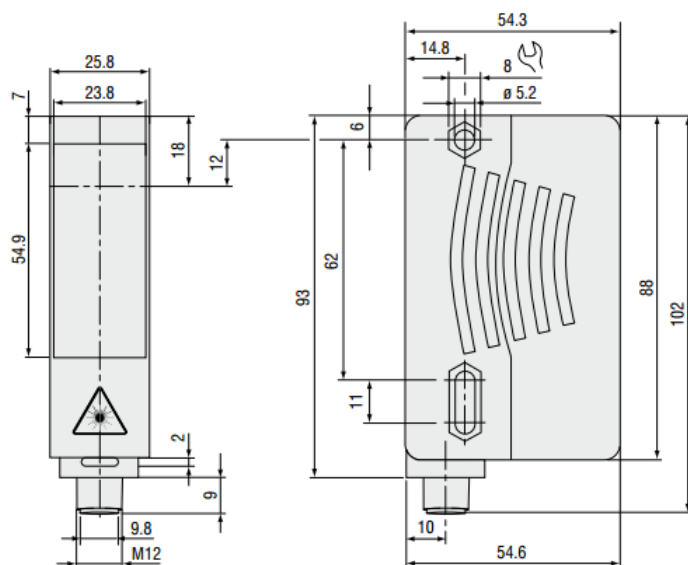


Obr. 21 Pomocný vozík

3.5 SNÍMAČE REŤAZOVÉHO POSUNOVAČA

3.5.1 LASEROVÝ SNÍMAČ VZDIALENOSTI

Pre odmeriavanie polohy pomocného vozíka, tým pádom aj hnaného koľajového vozíka danej výrobnej linky, je zvolený laserový snímač vzdialenosti optoNCDT ILR 1031 od firmy MICRO-EPSILON (obr. 22). Základné technické parametre sú uvedené v tab. 7.

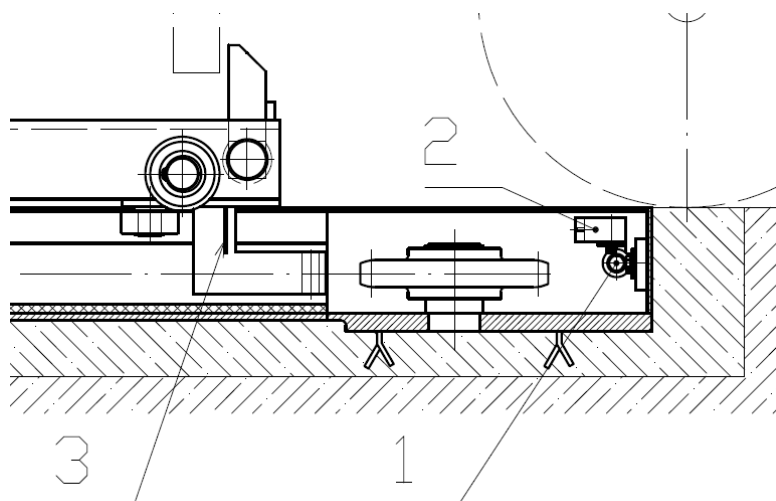


Obr. 22 Rozmery laserového snímača optoNCDT ILR 1031 [10]

Tab. 7 Prehľad parametrov prístroja [10]

optoNCDT ILR 1031	
Rozsah merania s odrazkou	(0,2 až 50) m
Linearita	± 20 mm
Rozlíšenie	1 mm
Presnosť opakovania	< 5 mm
Doba odozvy	10 ms
Typ laserového lúča / trieda	červený 660 nm / trieda 2
Miera okolitého svetla	50 000 lx
Prevádzková teplota	$(-30 \text{ až } +50) ^\circ\text{C}$
Analógový výstup	(4 až 20) mA
Pripojenie	konektor M12x1,4- pin
Hmotnosť	90 g

Snímač je navrhnutý pre meranie vzdialenosti do 50 m s použitím odrazky. Jej umiestnenie je na obr. 23 (pozícia 3) spolu s laserovým snímačom (pozícia 2). Pre zaistenie správnej polohy laserového lúča je snímač umiestnený na nastaviteľnom držiaku (pozícia 1). Držiak umožňuje naklápanie a zmenu polohy vo vertikálnom a horizontálnom smere, čo zaisťuje správne nastavenie prístroja pri montáži.



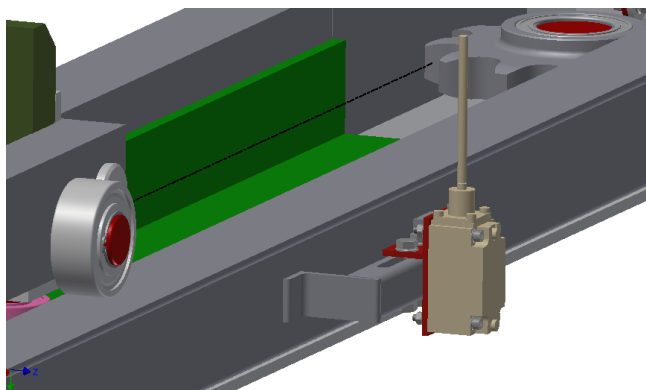
Obr. 23 Schéma umiestnenia laserového snímača

Výhoda použitia laserového odmeriavania spočíva v jeho vysokej presnosti, kompaktnosti a možnosti automatizácie danej výrobnéj linky. Taktiež je potrebné počítať z možnými rizikami, pri ktorých môže dôjsť k nečakanému prerušeniu laserového lúča a tým k celkovému zlyhaniu systému. Z toho dôvodu je vhodné informovať obsluhu zariadenia a situáciu na pracovisku prispôbiť tak, aby k danej situácii nedochádzalo.

Alternatívnym riešením odmeriavania vzdialenosti môže byť použitie mechanických lankových snímačov, ktoré sú vhodné pre prácu v ťažkých prevádzkových podmienkach s vylúčením možného prerušenia, ako u systému s laserovým snímačom.

3.5.2 KONCOVÉ SPÍNAČE

Reťazový posunovač je okrem laserového snímača vzdialenosti vybavený dvoma bezpečnostnými koncovými spínačmi umiestnenými na koncoch dráhy. Pri montáži sú po bokoch dráhy prizvárané vedenia (obr. 24), na ktoré je následné pripevnený samotný držiak spínača pomocou dvoch skrutiek M8. Spínač je volený od firmy OMRON s katalógovým označením D4B 1181N, ktorý je vďaka svojmu kovovému obalu vhodný pre náročné prevádzky.



Obr. 24 Umiestnenie koncového spínača



ZÁVER

Cieľom bakalárskej práce bolo navrhnuť reťazový posunovač podľa zadaných parametrov. Jednotlivé komponenty pohonu a reťazového prevodu sú zvolené z ohľadom na kompaktnosť rozmerov z dôvodu umiestnenia celého mechanizmu medzi koľajami hnaného vozíka výrobnéj linky. Návrh samotného reťazového prevodu je zvolený tak, aby bola dodržaná zadaná rýchlosť pojazdu, ktorej odchýlka oproti vypočítanej je zanedbateľná a nemá žiaden vplyv na požadovanú funkčnosť zariadenia. Pevnostná kontrola reťazového prevodu preukázala dostatočnú robustnosť zvolených komponentov, a tým možnosť použitia v nepriaznivých prevádzkových podmienkach. K logistike reťazového posunovača prispieva laserový merací systém, ktorý sníma polohu vozíka po celej dráhe pojazdu. Jeho použitie zahŕňa možné riziká, ktoré môžu viesť až k prerušeniu činnosti zariadenia. Súčasťou práce je potrebná výkresová dokumentácia vytvorená pomocou programu AutoCad Mechanical 2011.



POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2
- [2] ČSN 01 4811. *Řetězová kola pro hnací válečkové a pouzdrové řetězy*. Praha: Český normalizační institut, 1960.
- [3] FLORIAN, Zdeněk, E. ONDRÁČEK a K. PŘIKRYL. *Mechanika těles: statika*. Vyd. 7. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007, 182 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 978-80-214-3440-0.
- [4] TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. *Návrh a výpočet řetězového převodu* [online]. 2008 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-retez.pdf>
- [5] ŘETĚZY VAMBERK SPOL. S.R.O. *Volba hnacího válečkového řetezu* [online]. 2006 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf
- [6] SKF Ložiska a.s.. *Kuličková ložiska* [online]. 2012 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515051.pdf>
- [7] SEW-EURODRIVE. *Support: Dokumentation & Software* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16795210_G08.pdf
- [8] Strojírna Kukleny spol. s r. o. *JEDNOSTUPŇOVÉ PŘEVODOVKY EC ECP S VÁLCOVÝM VÝSTUPNÍM HRÍDELEM* [online]. © 2010 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.strojirna.cz/cs/strojirenska-vyroba/pomalubne-excentricke-reduktory-ec-box/tabulka-rad-jednostupnovych>
- [9] ŘETĚZY VAMBERK spol. s r.o.. *Válečkové řetězy* [online]. © 2012 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/A-valeckove-retezy.pdf>
- [10] MICRO-EPSILON. *optoNCDT ILR 1030-8/1031-50 Laser distance sensors* [online]. 2012 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.micro-epsilon.cz/download/products/dat--optoNCDT-ILR-103x--en.pdf>
- [11] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Válečkové řetězy* [online]. © 2009 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/retezy-jednorade-evropska-rada-b/>
- [12] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Pouzdrové řetězy* [online]. © 2009 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/pouzdrove-retezy/>
- [13] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Gallovy řetězy* [online]. © 2009 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/gallovy-retezy/>
- [14] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Fleyerovy řetězy* [online]. © 2009 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/fleyerovy-retezy/>



- [15] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Fleayerovy řetězy standardní rada LL* [online]. © 2009 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/fleayerovy-retezy/retezy-standardni-rada-ll-25/>
- [16] ŘETĚZY CHALLENGE. *Pouzdrové řetězy* [online]. © 2007-2011 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.retezy.biz/transmisni-retezy-pouzdrove/>
- [17] UXA : Professional cast. *Řetězy a řetězová kola* [online]. © 2009 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.uxa.cz/retezy-retezova-kola.php>
- [18] CAdis a.s.. *Strojní příručka* [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: http://www.kks.zcu.cz/pro-studenty-KKS/Studijni_podklady/PRIRUCKA/CADIS2/MDOC/F/F14/F14_2/frame3.htm
- [19] TOS Znojmo, a.s.. *Lamelové řetězy* [online]. © 2010 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.tos-znojmo.cz/produkce/va-b/cz/sklad.htm>
- [20] Feron, a.s.. *Článekový vysokopevnostní řetěz pro důlní zařízení DIN 22252* [online]. © 2004–2013 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=23674>
- [21] KOVOS. *Gallovy řetězy bez podložek* [online]. © 2008 - 2013 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.kovos-retezy.cz/retezy-gallovy-bez-podlozek.asp>
- [22] Strojírna Kukleny spol. s r. o.. *Parametry velikostních řad převodovek EC* [online]. © 2010 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.strojirna.cz/cs/strojirenska-vyroba/pomalubne-excentricke-reduktory-ec-box/tabulka-velikostnich-rad>



ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

a	[-]	súčiniteľ pre ložiská s bodovým stykom
b_1	[mm]	vnútorná šírka reťaze
b_a	[mm]	hodnota zaoblenia zubov reťazového kolesa
b_{f1}	[mm]	šírka reťazového kolesa
C_{dyn}	[N]	dynamická únosnosť ložiska
d	[mm]	priemer rozstupovej kružnice reťazového kolesa
d_3	[mm]	priemer valčeka reťaze
d_{amax}	[mm]	maximálny priemer hlavovej kružnice
d_{amin}	[mm]	minimálny priemer hlavovej kružnice
d_f	[mm]	priemer pätnjej kružnice reťazového kolesa
d_g	[mm]	najväčší priemer venca
F	[N]	zadaná ťažná sila
f	[mm]	rozdiel polomeru rozstupovej kružnice a venca
F_B	[N]	zaťaženie odpovedajúce medzi pevnosti reťaze
F_o	[ms ⁻¹]	obvodová sila
F_{ods}	[N]	odstredivá sila pôsobiaca v článkoch reťaze
F_r	[N]	radiálna sila pôsobiaca na výstupnom hriadeľi prevodovky
F_{rA}	[N]	reakcia v ložisku A od obvodovej sily
F_{rB}	[N]	reakcia v ložisku B od obvodovej sily
i	[-]	prevodový pomer prevodovky
I_1	[-]	súčiniteľ trenia
I_2	[-]	súčiniteľ mazania
i_r	[-]	prevodový pomer reťazového prevodu
l	[mm]	osová vzdialenosť ložisk
l_1	[mm]	pôsobisko celkovej zaťažujúcej sily na výstupnom hriadeľi
l_2	[mm]	pôsobisko radiálnej sily na výstupnom hriadeľi
L_h	[h]	základná trvanlivosť ložiska
M_A	[Nm]	moment k bodu A
n_1	[s ⁻¹]	otáčky výstupného hriadeľa pre pracovný chod
n_2	[s ⁻¹]	otáčky výstupného hriadeľa pre spätný chod
n_4	[s ⁻¹]	menovité otáčky motora pre 4 póly



n_8	$[s^{-1}]$	menovité otáčky motora pre 8 pólov
o_1	$[mm]$	obvod hnacieho reťazového kolesa
P	$[W]$	minimálny potrebný výkon motora
p	$[mm]$	rozteč reťaze
P_8	$[W]$	menovitý výkon motora pre 8 pólov
P_c	$[N]$	celková zaťažujúca sila reťaze
p_{dov}	$[MPa]$	dovolený tlak v klboch reťaze
p_i	$[MPa]$	merný tlak v klboch reťaze
P_L	$[N]$	ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska
p_v	$[MPa]$	tlak v klboch reťaze vyvolaný celkovou zaťažujúcou silou
r_{emax}	$[mm]$	maximálny polomer boku zuba
r_{emin}	$[mm]$	minimálny polomer boku zuba
r_{imax}	$[mm]$	maximálny polomer dna zubovej medzery
r_{imin}	$[mm]$	minimálny polomer dna zubovej medzery
r_x	$[mm]$	polomer zaoblenia zubov
v	$[ms^{-1}]$	zadaná rýchlosť pojazdu pre pracovný chod
v_p	$[ms^{-1}]$	skutočná rýchlosť pojazdu pre pracovný chod
v_s	$[ms^{-1}]$	skutočná rýchlosť pojazdu pre spätný chod
Y	$[-]$	súčiniteľ rázu
z	$[-]$	počet zubov hnacieho reťazového kolesa
α_1	$[^\circ]$	rozstupový uhol
α_{max}	$[^\circ]$	maximálny uhol otvorenia
α_{min}	$[^\circ]$	minimálny uhol otvorenia
β	$[^\circ]$	uhol natočenia reťazového kolesa
γ_{dyn}	$[-]$	koefficient dynamickej bezpečnosti
γ_{stat}	$[-]$	koefficient statickej bezpečnosti
δ	$[mm]$	maximálne obvodové hádzanie pätnjej kružnice
δ_ξ	$[mm]$	maximálne čelné hádzanie
η	$[-]$	účinnosť prevodovky
π	$[-]$	Ludolfovo číslo



ZOZNAM PRÍLOH

Výkresová dokumentácia:

- A0-134130-S - výkres zostavy reťazového posunovača
- A0-134130-S-2 - zoznam položiek
- A1-134130-S1 - výkres zostavy pohonu
- A1-134130-S1-2 - zoznam položiek
- A3-134130-02 - výrobný výkres reťazového kolesa

Ďalšie prílohy:

CD: Bakalárska práca

Výkresová dokumentácia